

DESCRIPTION

« Echangeur thermique et module d'échange s'y rapportant »

La présente invention concerne un échangeur thermique ainsi qu'un module d'échange thermique destiné à faire partie
5 d'un tel échangeur.

On connaît d'après le WO 98/16 786 un échangeur thermique dans lequel des modules définissant un premier trajet pour un premier fluide, comprennent chacun deux tôles formant entre elles une nappe de canaux se trouvant fluidiquement en
10 parallèle entre eux. Chaque canal intercalé entre deux canaux voisins de la nappe est, sur toute sa longueur développée, adjacent à ces deux canaux voisins dont il est isolé par deux lignes de soudure respectives reliant les deux tôles. Un deuxième trajet pour un deuxième fluide est défini entre les
15 modules, dans le volume intérieur d'un caisson renfermant les modules.

Suivant ce document, on fabrique les modules à partir de deux tôles planes, que l'on relie entre elles par des lignes de soudure comprenant les lignes précitées isolant les uns des
20 autres les canaux voisins, puis on introduit entre les deux tôles un liquide sous pression produisant un gonflement des deux tôles entre les lignes de soudure, ce qui forme les canaux. Les canaux d'un même module sont fluidiquement en parallèle entre deux zones de distribution communes à tous les
25 canaux d'un même module, elles-mêmes reliées à des boîtes de raccordement.

Lors de l'étape d'hydroformage, c'est à dire l'étape du gonflement précitée, on limite le gonflement dans les zones de distribution pour qu'en fonctionnement le deuxième fluide
30 pénètre plus facilement dans des pseudo-canaux formés entre les modules voisins dans les creux entre zones gonflées successives. En dehors de ces zones à gonflement limité, le profil des canaux est continu et même uniforme. Ainsi, les sections de passage pour les fluides ne sont modifiées que
35 localement à l'entrée et à la sortie. La transition entre la zone à section de passage modifiée et la zone à section de passage constante le long des canaux est brusque et localisée.

Le WO '01/07 854 décrit un perfectionnement selon lequel les canaux sont en forme de U au lieu d'être rectilignes. Dans une variante illustrée à la figure 25 de ce document, on retrouve une modification localisée des sections de passage
5 avec une transition brusque entre la zone « normale » et la zone modifiée servant à l'entrée et à la sortie du premier et du deuxième fluide dans le premier et le deuxième trajet, respectivement.

Le DE-A1-196 39 115 décrit un élément de transfert de
10 chaleur en forme de plaque constitué de deux tôles définissant entre elles des canaux pour un fluide d'échange. Dans des réalisations décrites en référence aux figures 4 et 5, chaque canal a une configuration générale en U qui se subdivise deux fois de suite de sorte que la section de passage varie
15 progressivement dans un rapport de 1 à 4 d'une extrémité à l'autre du canal ramifié. Chaque canal ainsi replié sur lui-même et ramifié occupe un espace rectangulaire, les espaces rectangulaires étant accolés les uns aux autres par leurs longueurs adjacentes. Le but de cette disposition est de
20 réduire la vitesse du fluide interne lorsqu'il a presque terminé son processus d'échange, pour mieux échanger les calories dans les zones où les deux fluides d'échange présentent entre eux une faible différence de température. L'application indiquée est un élément de refroidissement pour
25 batteries à haute température pour véhicules électriques.

Un tel échangeur est particulièrement complexe à réaliser, et son débit est très limité.

Le but de la présente invention est de proposer un échangeur thermique permettant, sans surcoût important, de
30 maîtriser l'évolution des débits d'écoulement de l'un au moins des fluides d'échange, notamment lorsque ce fluide subit un changement au moins partiel de phase, par exemple condensation, lors de l'écoulement.

Un autre but de l'invention est de réaliser un échangeur
35 thermique avec de faibles pertes de charge distribuées de manière maîtrisée.

Un autre but de l'invention est de proposer un module d'échange thermique pouvant composer un tel échangeur.

Suivant l'invention, l'échangeur thermique dans lequel des modules définissant un premier trajet pour un premier
5 fluide comprennent chacun deux tôles formant entre elles une nappe de canaux se trouvant fluidiquement en parallèle les uns avec les autres, chaque canal intercalé entre deux canaux voisins de la nappe étant, sur toute sa longueur développée, adjacent à ces deux canaux voisins dont il est isolé par deux
10 lignes de soudure respectives reliant les deux tôles, et un deuxième trajet pour un deuxième fluide est défini entre les modules, est caractérisé par une variation globale de section de passage le long de l'un au moins des trajets, avec continuité de profil des canaux.

15 Il a été trouvé selon l'invention qu'une structure du style décrit dans le WO 98/16 786 ou le WO 01/07 854, c'est à dire avec des canaux isolés les uns des autres qui se côtoient sur toute leur longueur développée, se prête particulièrement bien à la réalisation de variations globales de section de
20 passage le long de l'un au moins des trajets.

Par variation « globale », on vise une variation autre que les variations localisées en bout de trajet évoquées plus haut en ce qui concerne l'art antérieur, et autre que les variations locales dues par exemple au fait que le deuxième
25 fluide d'échange, s'il circule transversalement aux canaux, subit par exemple une diminution de section de passage chaque fois qu'il franchit une partie gonflée de chacun des deux modules adjacents.

Par « avec continuité de profil des canaux », on indique
30 que les variations de section de passage ne sont pas dues à des discontinuités de profil, telles que les variations de section par brusque élargissement ou rétrécissement, les variations par ramification d'un canal unique en deux canaux.

Les variations globales de section peuvent être obtenues
35 selon l'invention par des canaux de diamètres hydrauliques différents, par des canaux dont le diamètre hydraulique varie de façon progressive d'une extrémité à l'autre, et/ou par une

disposition relative des modules qui fait varier le diamètre hydraulique du passage entre les modules pour le deuxième fluide, et/ou etc...

On appelle diamètre hydraulique d'un passage pour un fluide le diamètre d'un tube cylindrique théorique offrant la même résistance à l'écoulement que le passage considéré ayant un profil non cylindrique circulaire.

Suivant un deuxième aspect de l'invention, le module d'échange thermique comprenant deux tôles formant entre elles une nappe de canaux à profil continu se trouvant fluidiquement en parallèle les uns avec les autres, chaque canal intercalé entre deux canaux voisins de la nappe étant, sur toute sa longueur développée, adjacent à ces deux canaux voisins dont il est isolé par deux lignes de soudure respectives reliant les deux tôles, est caractérisé par une variation globale de la section de passage définie par les canaux avec continuité de profil des canaux.

D'autres particularités et avantages de l'invention apparaîtront dans la description ci-après relative à des exemples non-limitatifs.

Aux dessins annexés :

- la figure 1 est une vue en perspective, avec arrachement, d'un échangeur thermique à plaques, à flux vertical à courants parallèles ;
- la figure 2 est une vue en perspective d'un échangeur à plaques à courants croisés, l'écoulement dans les modules -ou plaques- étant vertical ;
- la figure 3 est une vue en perspective d'un condenseur à plaques disposées dans des plans verticaux, à flux gazeux ascendant ;
- la figure 4 représente schématiquement, en perspective, deux modules selon un premier mode de réalisation de l'invention ;
- les figures 5 à 8 sont des vues analogues à une partie de la figure 4 mais représentant quatre autres modes de réalisation de l'invention ;

5

- la figure 9 est une vue schématique en coupe d'un module d'échange thermique selon encore un autre mode de réalisation, au cours de sa fabrication par hydroformage dans une matrice ;
- 5 - la figure 10 est une vue d'une variante pour la réalisation d'une demi-matrice ;
- la figure 11 est une vue en perspective d'un module d'échange thermique selon encore un autre mode de réalisation ;
- 10 - les figures 12 et 13 montrent en élévation deux modes de réalisation pour un faisceau de modules selon la figure 11 ;
- la figure 14 représente schématiquement en perspective un faisceau obtenu avec des modules selon une variante de la figure 11 ; et
- 15 - la figure 15 est une vue d'un autre mode de réalisation d'un faisceau de modules pour un échangeur thermique selon l'invention.

D'une manière générale, dans un but de clarté, tous les
20 dessins de la présente demande sont très schématiques, le nombre de canaux d'un module est nettement inférieur à celui rencontré dans la plupart des cas réels, et l'épaisseur des tôles est représentée de façon exagérément grande.

Les figures 1 à 3 représentent très schématiquement
25 différents types d'échangeurs thermiques dans un but illustratif pour mieux comprendre l'invention.

Dans l'exemple représenté à la figure 1, l'échangeur thermique comprend un caisson 1 ayant un profil rectangulaire à axe vertical, contenant un empilement de modules d'échange
30 thermique 2, en forme générale de plaques, s'étendant dans des plans verticaux. Chaque module 2 est essentiellement formé de deux tôles 3 qui sont soudées ensemble selon des lignes de soudure verticales 4 et qui sont renflées entre ces lignes de soudure 4 pour définir entre elles des canaux verticaux 6.

35 Chaque canal s'étend avec un profil continu sur toute la hauteur du module 2. Tous les canaux 6 débouchent à chaque extrémité, supérieure et respectivement inférieure, dans une

chambre de raccordement supérieure 7 définie dans une boîte de
raccordement supérieure 8, ou respectivement dans une chambre
de raccordement inférieure 9 définie dans une boîte de
raccordement inférieure 11. Ainsi, les canaux 6 constituent
5 ensemble un premier trajet d'échange pour un premier fluide et
ce premier trajet d'échange peut, en service, être raccordé par
les boîtes de raccordement 8 et 11 avec un circuit extérieur
pour ce premier fluide. Le raccordement étanche des canaux 6
avec les chambres 7 et 9 est assuré par des barrettes 12
10 convenablement conformées qui sont intercalées entre les
extrémités des modules 2 et forment ensemble un fond pour la
boîte de raccordement 8 ou respectivement 11. Les canaux 6 sont
donc fluidiquement en parallèle les uns avec les autres entre
les deux chambres de raccordement 7 et 9. Chaque canal 6 autre
15 que les deux canaux extrêmes de la nappe de canaux de chaque
module est adjacent sur toute sa longueur développée à deux
canaux voisins, tout en étant isolé de ces deux canaux voisins
par une ligne de soudure respective 4 qui est continue sur
toute la longueur développée du canal. Dans le cas illustré
20 ici, où les canaux sont rectilignes, la longueur développée est
la même que la longueur d'encombrement. Dans d'autres cas où
les canaux font des virages, et présentent par exemple une
configuration en U comme dans le WO 01/07 854, la longueur
développée devient bien sûr très différente de la longueur
25 d'encombrement.

Un deuxième trajet pour un deuxième fluide d'échange est
défini entre les modules 2. L'entrée et la sortie dans ce
deuxième trajet se fait par des secondes boîtes de raccordement
13 et 14 placées sur la paroi latérale du caisson 1 pour que
30 leur chambre intérieure 16 et respectivement 17 communique avec
les intervalles 18 entre les tranches des modules 2, du côté
des extrémités 19 des barrettes 12 qui est opposé à la chambre
de raccordement 7 ou 9. Dans l'exemple de la boîte de
raccordement 13, son pourtour est soudé de façon étanche au
35 pourtour 22 d'une ouverture rectangulaire formée dans le
caisson 1. Un côté 21 du pourtour 22 est formé par les
extrémités 19 alignées.

Ainsi, un second fluide d'échange s'écoule entre les boîtes de raccordement 13 et 14 en passant par un second trajet d'échange constitué par l'espace intérieur du caisson 1 situé entre les modules 2.

5 Dans l'exemple représenté, la boîte de raccordement latéral 13 est située en partie haute tout près de la boîte de raccordement supérieure 8 pour le premier trajet, tandis que la boîte de raccordement latéral 14 est placée en partie basse du caisson 1 tout près de la boîte de raccordement inférieure 11
10 du premier trajet. Le deuxième fluide pénètre latéralement entre les modules, s'écoule entre les modules parallèlement aux canaux 6, puis ressort latéralement par l'autre boîte de raccordement. Chacun des deux fluides peut s'écouler dans le sens ascendant ou dans le descendant selon les applications. On
15 appelle échangeur à « contre-courant » un échangeur à courants parallèles dans lequel les deux fluides s'écoulent en sens contraires, donc l'un vers le haut et l'autre vers le bas dans cet exemple. On appelle « échangeur à co-courant », un échangeur dans lequel les deux fluides s'écoulent non seulement
20 parallèlement, mais encore dans le même sens.

L'exemple représenté à la figure 2 ne sera décrit que pour ses différences par rapport à celui de la figure 1.

Dans cet exemple, les boîtes de raccordement latérales pour le second trajet 13 et 14 recouvrent complètement deux
25 côtés opposés du caisson 1, ces côtés étant donc entièrement ouverts, de sorte que le second fluide s'écoule selon une direction horizontale parallèle aux plans des modules 2. Un tel échangeur où les deux fluides s'écoulent selon des directions différentes est dit « à courants croisés ».

30 L'exemple de la figure 3 ne sera décrit que pour ses différences par rapport à celui de la figure 2. Dans cet échangeur à courants croisés, les canaux 6 sont orientés horizontalement, les modules 2 étant toujours dans des plans verticaux. Le trajet du premier fluide est donc dirigé
35 horizontalement. Au contraire, les boîtes de raccordement pour le second fluide 13 et 14 sont placées en-dessous et en-dessus du caisson 1 de sorte que la direction d'écoulement du deuxième

fluide est verticale entre les modules 2. Dans l'exemple plus particulièrement représenté en figure 3, il s'agit d'un condenseur. La boîte de raccordement inférieure 13 comprend une entrée 23 pour un gaz et la boîte de raccordement supérieure 4 comprend une sortie 24 pour la partie gazeuse résiduelle de l'écoulement 23 entrant. Lorsque cet écoulement 23 passe entre les modules 2 dont les canaux 6 sont parcourus par un fluide de refroidissement tel que par exemple de l'eau froide, la partie condensable du deuxième fluide forme des gouttelettes qui retombent dans un fond 26 de la boîte 13 puis sont évacuées par une sortie inférieure de liquide 27.

Dans un tel condenseur, le deuxième fluide a un débit volumique qui est décroissant de l'entrée 23 vers la sortie 24 puisque le volume de gaz initial diminue à mesure qu'une partie de ce gaz se condense.

Par conséquent, si la section de passage du second trajet est sensiblement la même tout le long de ce second trajet entre la boîte de raccordement d'entrée 13 et la boîte de raccordement de sortie 14, la vitesse d'écoulement va diminuer. Si cette vitesse est appropriée à l'entrée du deuxième trajet, elle sera trop faible pour un bon échange à proximité de la sortie. Si au contraire, la vitesse est appropriée au voisinage de la sortie, elle sera trop élevée à l'entrée et le gaz aura tendance à entraîner des gouttelettes vers la sortie, contrairement à l'effet de séparation recherché.

On a choisi cet exemple du condenseur pour bien montrer l'intérêt d'une section de passage différente dans différentes zones d'un même trajet, mais d'autres exemples sont envisageables, notamment dans un évaporateur, ou encore pour adapter les vitesses dans le sens d'une optimisation du résultat obtenu, en particulier en termes d'échanges thermiques.

Dans l'exemple représenté à la figure 4, chaque module 102 comporte des canaux 6_a , 6_b , 6_c , 6_d ayant des diamètres hydrauliques différents.

Dans l'exemple de la figure 4, le pas des lignes de soudure 4, c'est à dire la distance entre lignes de soudure 4

successives, est égal à une constante appelée P_0 . La différence de diamètre hydraulique entre canaux voisins est obtenue par une différence de gonflement des tôles 3 dans chaque zone définissant un canal, les canaux 6_a à 6_d ayant des amplitudes de gonflement G_a à G_d respectives, qui croissent d'un bord à l'autre du module 102. Le profil et par conséquent le diamètre hydraulique de chaque canal 6_a , 6_b , 6_c ou 6_d sont constants sur toute la longueur de ce canal.

Lorsque deux modules 102 tels que décrit sont placés cote à cote dans des plans P parallèles, avec les modules de même diamètre hydraulique placés en regard les uns des autres, le diamètre hydraulique disponible dans le deuxième trajet 28 entre ces modules 102 selon une direction perpendiculaire à celle des canaux 6_a - 6_d varie globalement d'une extrémité à l'autre du deuxième trajet. Si par exemple le deuxième trajet est ascendant, dans la configuration représentée où les canaux ont un diamètre hydraulique croissant de bas en haut, le diamètre hydraulique du deuxième trajet diminue de son début à sa fin. Ceci correspond à ce qui serait souhaité dans le condenseur de la figure 3 suivant les explications données plus haut.

Dans l'exemple représenté à la figure 5, qui ne sera décrit pour ses différences par rapport à celui de la figure 4, chaque module 202 comprend des groupes de canaux ayant des diamètres hydraulique identiques, ces diamètres étant cependant différents d'un groupe à l'autre. Dans la représentation schématique de la figure 5, il y a deux groupes de chacun deux canaux, à savoir le groupe inférieur des canaux 6_a , 6_b avec un relativement petit diamètre hydraulique identique, et le groupe supérieur des canaux 6_c et 6_d avec un relativement grand diamètre hydraulique identique. Là encore, les différences de diamètre résultent de gonflements différents avec un pas P_0 identique. En conséquence le deuxième trajet 28 comprend un premier diamètre hydraulique entre les canaux 6_a et 6_b des modules 202 voisins, et un deuxième diamètre hydraulique plus petit entre les canaux 6_c et 6_d voisins.

Dans l'exemple de la figure 6, qui ne sera décrit que pour ses différences par rapport à celui de la figure 5, il y a entre les deux groupes de canaux 6_a , 6_b et 6_c , 6_d un canal intermédiaire 6_e ayant un gonflement G_e de valeur intermédiaire entre celui, plus faible, des canaux 6_a et 6_b et celui, plus fort, des canaux 6_c et 6_d . En conséquence, le diamètre hydraulique des canaux 6_e est intermédiaire entre celui des canaux 6_a , 6_b et celui, plus grand, des canaux 6_c , 6_d . En outre, le second trajet 28 a entre les canaux 6_e des modules 302 voisins une valeur intermédiaire entre celle plus grande définie entre les canaux 6_a et 6_b et celle, plus faible, définies entre les canaux 6_c et 6_d .

Dans tous les exemples décrits jusqu'à présent, le pas P_0 entre les lignes de soudure 4 était le même pour toutes les lignes de soudure d'un module et pour tous les modules. Dans l'exemple représenté à la figure 7, les gonflements G_0 sont les mêmes pour tous les canaux de tous les modules 402. Par contre, les canaux d'une nappe comprennent un premier groupe de canaux 6_g et un deuxième groupe de canaux 6_h . Le pas P_g entre deux lignes de soudure définissant entre elles un canal 6_g est plus grand que le pas P_h entre deux lignes de soudure définissant entre elles un canal 6_h . Dans cet exemple, le diamètre hydraulique du trajet 28 décroît lorsque le pas des lignes de soudure décroît.

L'exemple représenté à la figure 8 combine les variations de pas et de gonflement. Il y a quatre canaux 6_j , 6_k , 6_m , 6_n avec des pas P_j à P_n qui croissent régulièrement et des gonflements G_j à G_n qui croissent également régulièrement du bas vers le haut de chaque module 502.

La figure 9 illustre l'étape d'hydroformage pour réaliser un module à quatre groupes de canaux 6_p , 6_q , 6_r , 6_s ayant des diamètres hydrauliques différents résultant au moins en partie de gonflements différents. Avant injection du liquide d'hydroformage, on place l'ébauche plane du module, constituée à ce stade de deux tôles planes soudées l'une à l'autre, par exemple au laser, le long des lignes de soudure telles que 4 des figures précédentes, entre deux matrices 31, 32 définissant

entre elles une cavité avec des faces de travail 33_p, 33_q, 33_r, 33_s et respectivement 34_p, 34_q, 34_r, 34_s entre lesquelles s'étend l'ébauche du module et qui ont entre elles, deux à deux, une distance correspondant au gonflement souhaité dans
5 chaque région respectivement. La figure 9 montre le résultat obtenu après gonflement différencié des différents canaux suivant l'écartement des faces de travail entre lesquelles ils se trouvent.

La figure 10 illustre un outillage moins coûteux où
10 chaque matrice (seule la matrice inférieure 31 est représentée) a une face de travail plane 33 correspondant au gonflement maximum prévu, et des cales rapportées 36_p, 36_q, 36_s pour définir les zones où un gonflement moindre est souhaité.

Pour la matrice supérieure 32 (non représentée à la
15 figure 10), ces cales doivent être fixées sous la surface de travail de la matrice pour éviter leur chute par gravité avant l'étape d'hydroformage. La fixation des cales est également souhaitable pour la matrice inférieure.

Les figures 9 et 10 illustrent encore que l'invention
20 permet de faire varier les diamètres hydrauliques dans un premier sens, par exemple dans le sens de la croissance, par exemple entre les groupes 6_p et 6_q ou 6_q et 6_r, puis dans le second sens, ici le sens de la décroissance entre le groupe 6_r et 6_s, lorsque cela est souhaité pour optimiser l'échangeur.

25 Dans tous les exemples décrits en référence aux figures 4 à 8, les lignes de soudure 4 d'un module sont parallèles entre elles et le diamètre hydraulique d'un canal est constant sur toute sa longueur.

Dans l'exemple représenté à la figure 11, les lignes de
30 soudure 604 d'un module 602 sont toutes convergentes, dans cet exemple vers un même point situé au-delà de l'une des extrémités du module. Autrement dit, les lignes de soudure voisines forment entre elles un angle relativement faible, désigné par A à la figure 11. Ainsi, le pas entre lignes de
35 soudure successives augmente d'une extrémité à l'autre de chaque canal, de même que le diamètre hydraulique du canal. Un tel module a une forme générale trapézoïdale isocèle, avec des

bords longitudinaux 37 obliques qui sont sensiblement parallèles aux deux lignes de soudure 604 extrêmes de la nappe de canaux.

Un tel module est utile pour réaliser un condenseur dans une configuration selon la figure 1 ou la figure 2, c'est à dire avec les canaux verticaux. Si l'extrémité large des canaux est orientée vers le haut, le fluide à condenser peut suivre un trajet descendant dans les canaux où il rencontre un diamètre hydraulique de plus en plus petit à mesure que son volume est réduit par la condensation. Le second fluide, par exemple de l'eau, passe entre les modules, où bien forme un bain entre les modules. Avec la même disposition des modules, on peut également réaliser un évaporateur à flux ascendant, le premier fluide rencontrant des diamètres hydrauliques croissants à mesure que son volume augmente du fait de l'évaporation.

Un tel module peut également être disposé avec la grande extrémité des canaux vers le bas pour réaliser par exemple un condenseur à reflux c'est à dire avec, comme décrit précédemment en référence à la figure 3, un flux à évaporer montant et des gouttelettes formées qui refluent vers le bas dans un agencement de récupération.

Le gonflement des canaux peut être constant le long de chaque canal, ou au contraire croître de l'extrémité la plus étroite à l'extrémité la plus large de chaque canal.

La figure 12 représente en élévation un faisceau de modules 602 avec des canaux dont le gonflement augmente du bas vers le haut et où les modules sont dans des plans verticaux parallèles. Dans l'exemple représenté à la figure 13, des modules 602 identiques à ceux de la figure 12 sont placés dans des plans qui convergent vers un point situé au-delà de l'extrémité étroite des canaux, de façon à réduire le diamètre hydraulique du second trajet du côté où les extrémités des canaux sont étroits, par rapport à la réalisation de la figure 12.

La figure 14 représente très schématiquement le faisceau lorsque le gonflement est constant le long de chaque canal des modules selon la figure 11. Le faisceau prend la forme d'un

hexaèdre dont deux faces opposées sont des trapèzes isocèles dans des plans parallèles. Un caisson pour un tel faisceau prend typiquement une forme correspondante, avec deux faces parallèles opposées en forme de trapèze isocèle et deux faces
5 rectangulaires reliant les côtés obliques des trapèzes.

Si en outre les gonflements des canaux sont variables comme illustré aux figures 12 et 13, le faisceau prend la forme générale d'un tronc de pyramide, c'est à dire que les deux faces trapézoïdales sont inclinées l'une par rapport à l'autre
10 et les deux autres faces latérales deviennent également trapézoïdales. Le caisson prend typiquement une forme correspondante.

Dans l'exemple représenté à la figure 15, les modules 702 ont des canaux tous identiques ayant les mêmes largeurs et les
15 mêmes gonflements sur toute leur longueur. Ces modules sont disposés en éventail les uns par rapport aux autres, donc dans des plans obliques les uns par rapport aux autres, convergeant au-delà d'une extrémité des canaux, de sorte que le diamètre hydraulique du deuxième trajet, supposé à co-courant ou à
20 contre-courant, varie d'une extrémité à l'autre.

On peut également, de manière non représentée, orienter les modules les uns par rapport aux autres en éventail par pivotement relatif autour d'un axe parallèle aux lignes de soudure, donc à la direction longitudinale des canaux, pour
25 réaliser un diamètre hydraulique variable du deuxième trajet lorsque l'échangeur est à courants croisés.

Dans les exemples des figures 1 à 3, les modules 2 sont décalés les uns par rapport aux autres dans leur propre plan de façon que les crêtes d'ondulation d'un module soient situées en
30 face des creux d'ondulation des deux modules voisins. Cette disposition favorise la circulation dans le deuxième trajet suivant une direction transversale aux canaux, que ce soit pour un échangeur à courants croisés (figures 2 et 3) ou pour la pénétration du deuxième fluide par une ouverture latérale et la
35 sortie du deuxième fluide par une autre ouverture latérale dans le cas d'un échangeur à courants parallèles (figure 1). Au contraire, pour simplifier les illustrations, tous les exemples

donnés en références aux figures 4 à 8, 14 et 15 représentent une autre disposition possible, avec les ondulations de deux modules voisins se faisant face crête à crête et creux à creux. Ceci est simplement illustratif et l'invention est également applicable avec une disposition décalée, par exemple celle des figures 1 à 3.

L'invention est particulièrement applicable avec les dimensionnements suivants :

- longueur développée des canaux : 0,5 à 10 m
- 10 -largeur de la nappe de canaux : 0,15 à 2 m
- pas de succession des modules : 8 à 105 mm
- pas de succession des lignes de soudure : 10 à 100 mm
- gonflement des canaux : 5 à 80 mm mesuré à l'intérieur des canaux.

15 Les tôles sont typiquement en acier inoxydable d'une épaisseur de quelques dixièmes de millimètres (non limité supérieurement à 10/10) sachant qu'une tôle mince favorise l'échange thermique mais que les différences de pression entre les deux fluides et les contraintes thermiques doivent également être prises en compte.

Bien entendu, l'invention n'est pas limitée aux exemples décrits et représentés. Les moyens de variation de diamètre hydraulique décrits peuvent se combiner de très nombreuses façons.

25 Il est concevable de réaliser des canaux ayant un diamètre hydraulique constant sur une partie de leur longueur et un diamètre hydraulique progressivement variable sur une autre partie de leur longueur.

Les échangeurs décrits en référence aux figures 1 à 3 ne sont nullement limitatifs. Par exemple, si les modules d'échange sont disposés sans décalage entre eux, donc avec les ondulations se faisant face crête à crête, il est possible de réduire localement le gonflement des canaux dans des zones prévues pour l'introduction latérale du deuxième fluide, de manière analogue à celle décrite en référence à la figure 25 du WO 01/07854. Lorsque le deuxième fluide est un bain, le caisson peut ne pas être nécessaire.

L'invention est compatible avec des canaux non rectilignes, par exemple les canaux en U du WO 01/07 854.

Par rapport à l'exemple des figures 11 à 14, on peut aussi avoir des modules dans lesquels :

- 5 - le gonflement varie progressivement le long de chaque canal ;
- le pas entre lignes de soudure est par contre constant.

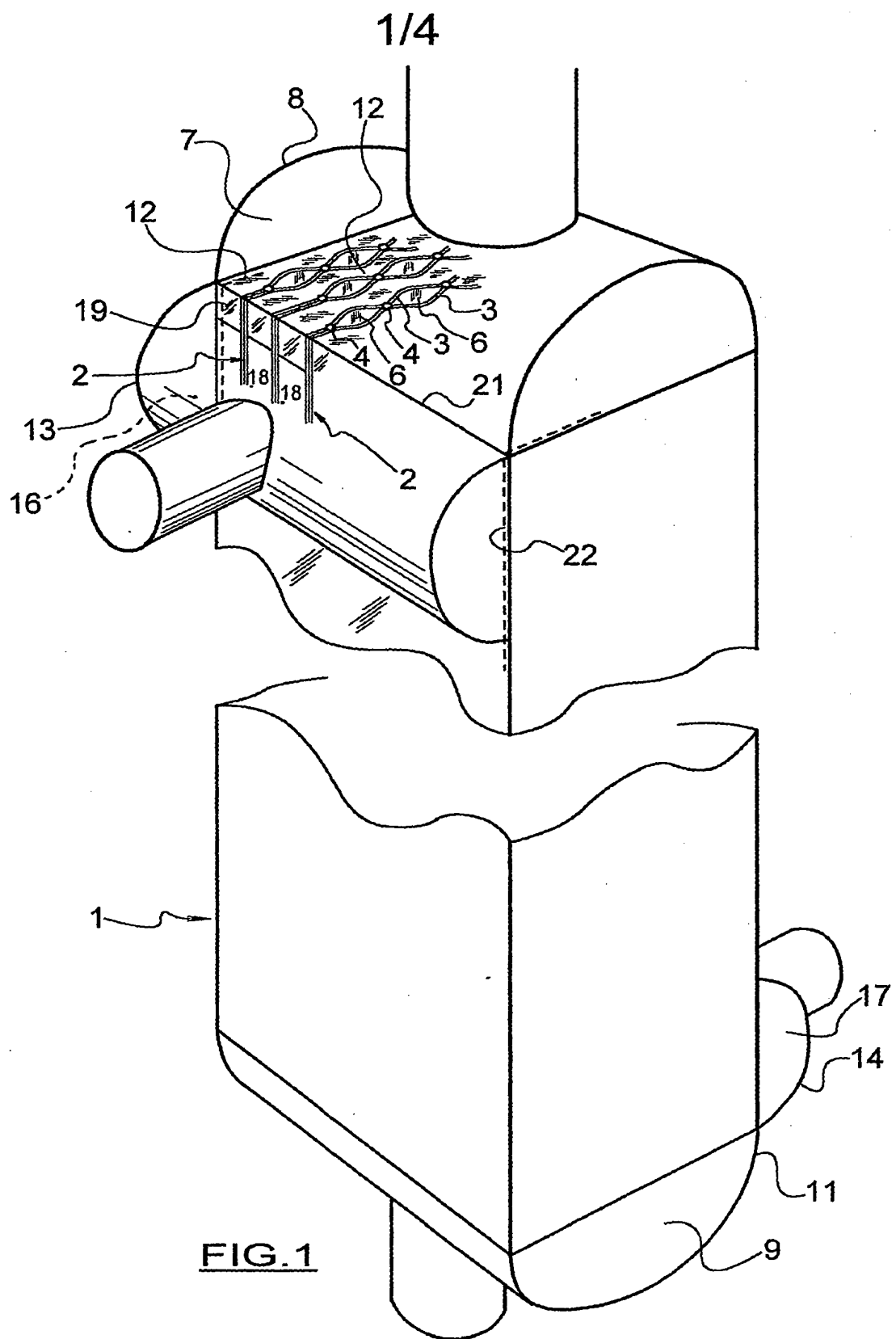
REVENDICATIONS

- 1 - Echangeur thermique dans lequel :
- des modules (2, 102, 202, 302, 402, 502, 602, 702) définissant un premier trajet (6) pour un premier fluide comprennent chacun deux tôles (3) formant entre elles une nappe de canaux (6) se trouvant fluidiquement en parallèle entre eux, chaque canal intercalé entre deux canaux voisins de la nappe étant, sur toute sa longueur développée, adjacent à ces deux canaux voisins dont il est isolé par deux lignes de soudure (3) respectives, reliant les deux tôles, et
 - un deuxième trajet (28) pour un deuxième fluide est défini entre les modules,
- caractérisé par une variation globale de section de passage le long de l'un au moins des trajets avec continuité de profils des canaux.
- 2 - Echangeur thermique selon la revendication 1, caractérisé en ce que le pas entre lignes de soudure (604) voisines varie progressivement sur une partie au moins de la longueur des canaux d'un module (602).
- 3 - Echangeur thermique selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que le gonflement des tôles d'un module (602) varie progressivement sur une partie au moins de la longueur des canaux.
- 4 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le pas ($P_g, P_h, P_j, P_k, P_m, P_n$) entre lignes de soudure (4) voisines varie d'un canal à l'autre d'un module (402, 502).
- 5 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le gonflement ($G_a, G_b, G_c, G_d ; G_e ; G_j, G_k, G_m, G_n$) des tôles d'un module (102, 202, 302, 502) varie d'un canal à l'autre ($6_a, 6_b, 6_c, 6_d ; 6_e ; 6_j, 6_k, 6_m, 6_n$).
- 6 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la disposition des modules les uns par rapport aux autres produit une variation globale de la section du passage le long du deuxième trajet (28).

- 7 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que la variation globale de section de l'un des trajets est dans le même sens qu'une variation de débit de gaz dans ce trajet destiné à un processus de changement de phase.
- 8 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que les modules sont dans des plans (P) parallèles.
- 9 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 7, caractérisé en ce que les modules sont dans des plans (P_1) convergents.
- 10 - Echangeur thermique selon l'une des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que les modules ont des bords longitudinaux (37) formant un angle l'un avec l'autre, chacun étant à peu près parallèle à une ligne de soudure extrême respective (604).
- 11 - Module d'échange thermique (2, 102, 202, 302, 402, 502, 602) comprenant chacun deux tôles (3) formant entre elles une nappe de canaux trouvant fluidiquement en parallèle les uns avec les autres, chaque canal intercalé entre deux canaux voisins de la nappe étant, sur toute sa longueur développée, adjacent à ces deux canaux voisins dont il est isolé par deux lignes de soudure respectives reliant les deux tôles, caractérisé par une variation globale de la section de passage définie par les canaux avec continuité de profil des canaux.
- 12 - Module d'échange thermique selon la revendication 11, caractérisé en ce que le pas entre lignes de soudure (604) voisines varie progressivement sur une partie au moins de la longueur des canaux.
- 13 - Module d'échange thermique selon la revendication 11 ou 12, caractérisé en ce que le gonflement des tôles varie progressivement sur une partie au moins de la longueur des canaux.
- 14 - Module d'échange thermique selon l'une des revendications 11 à 13, caractérisé en ce que le pas ($P_g, P_h, P_j, P_k, P_m, P_n$) entre les lignes de soudure (4) voisines varie d'un canal à l'autre.

15 - Module d'échange thermique selon l'une des revendications 11 à 14, caractérisé en ce que le gonflement (G_a , G_b , G_c , G_d ; G_e ; G_j , G_k , G_m , G_n) des tôles varie d'un canal à l'autre.

5 16 - Module d'échange thermique selon l'une des revendications 11 à 15, caractérisé en ce qu'il comporte des bords longitudinaux (37) formant un angle l'un avec l'autre, chacun étant à peu près parallèle à une ligne de soudure extrême respective.



2/4

FIG. 2

FIG. 9

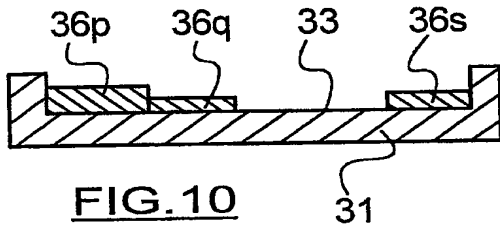
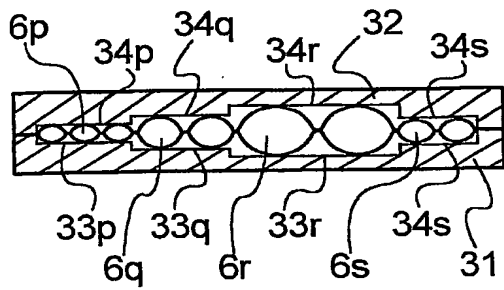


FIG. 10

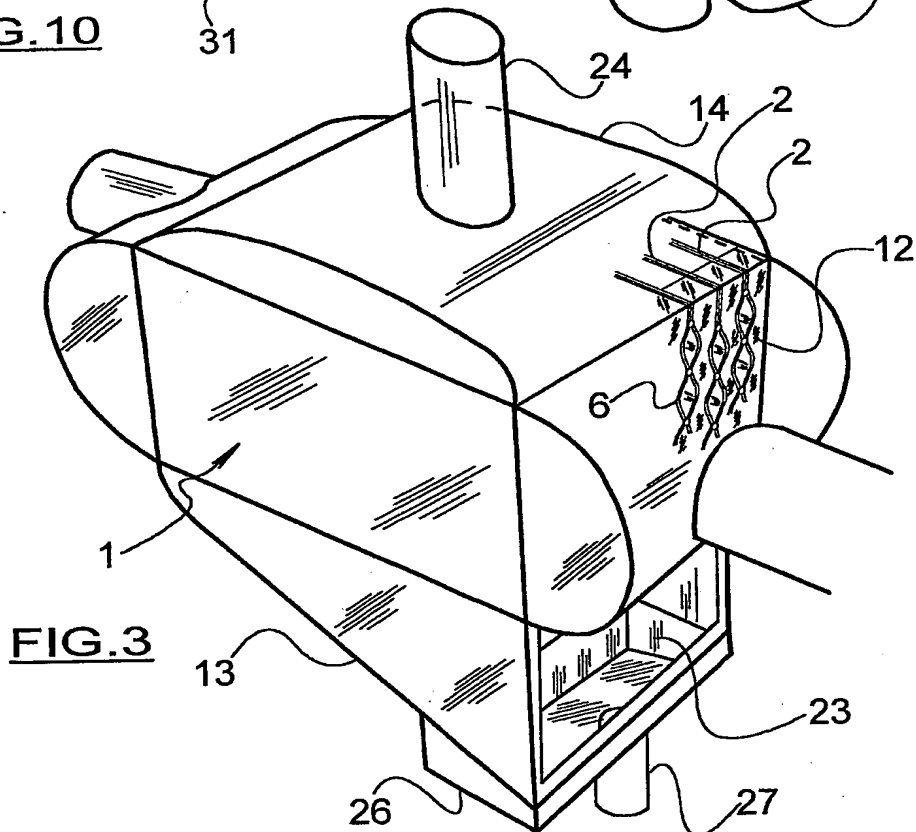
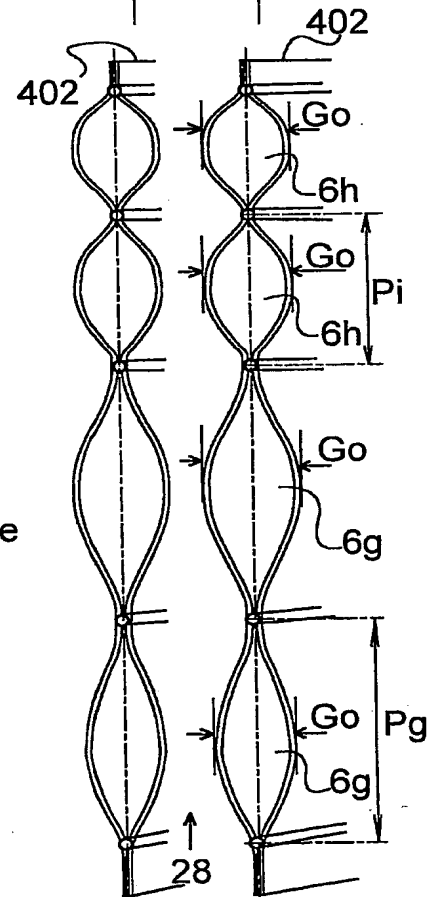
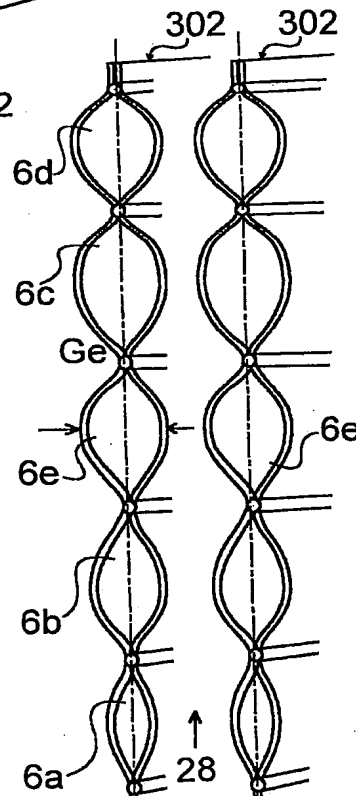
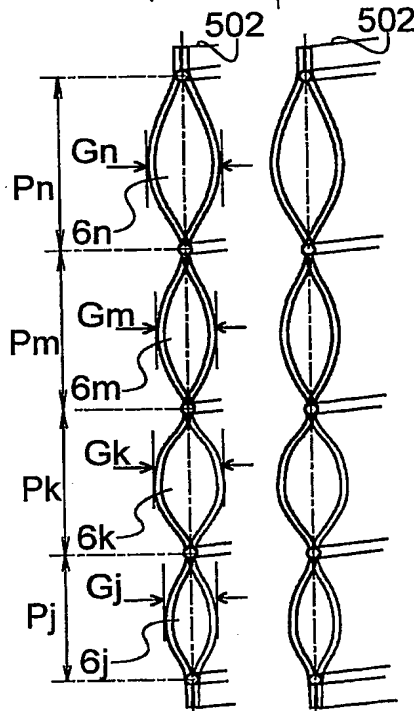
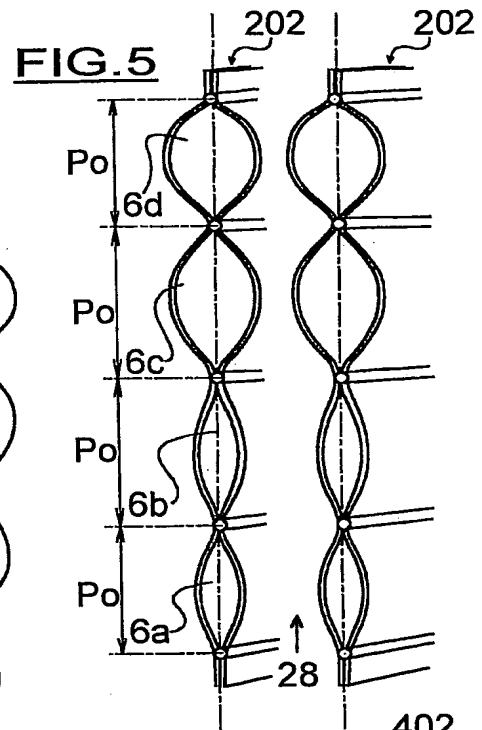
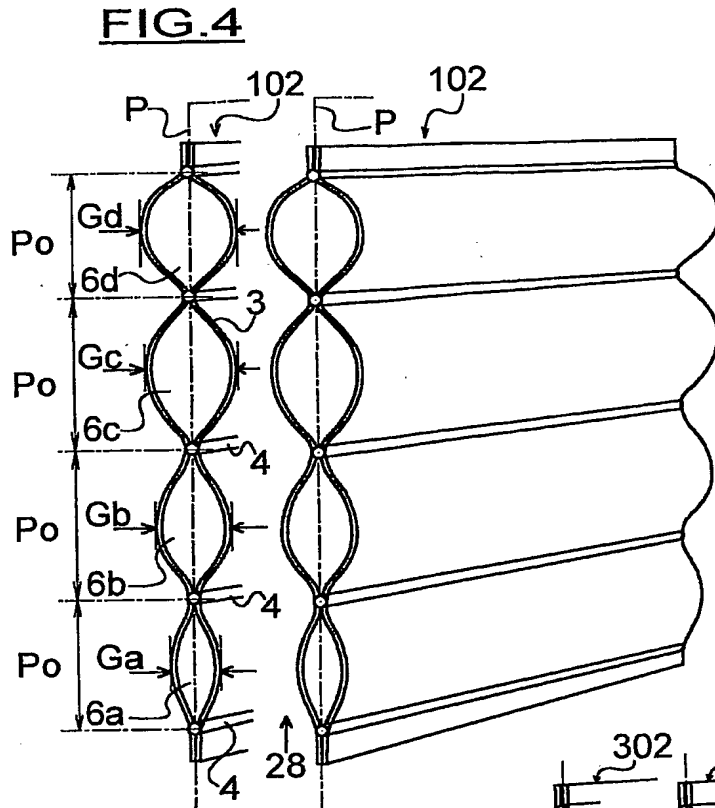


FIG. 3

3/4



4/4

